

Раздел 3. СЕЛЬСКОХОЗЯЙСТВЕННОЕ МАШИНОСТРОЕНИЕ

УДК 631.316.02

Бабицкий Л. Ф., Кусенко Ю. Ю.

ИССЛЕДОВАНИЕ ВЗАИМОДЕЙСТВИЯ КОЛЕБАТЕЛЬНЫХ РАБОЧИХ ОРГАНОВ С ПОЧВОЙ

Знайдені оптимальні параметри коливального руху лапи, що забезпечують зниження тягового опору.

Ключові слова: *вібраційний вплив, робочий орган, ґрунт, опір, сила, коливання, система, параметри.*

Найдены оптимальные параметры колебательного движения лапы, обеспечивающие снижение тягового сопротивления.

Ключевые слова: *вибрационное воздействие, рабочий орган, почва, сопротивление, сила, колебания, система, параметр.*

The optimal parameters of the vibrational motion of legs that reduce traction resistance.

Key words: *vibration exposure, the working body, the soil, resistance, strength, vibration, system settings.*

Постановка проблемы. При обработке почвы большое значение для создания условий роста и развития растений имеет выбор типов рабочих органов, обеспечивающих выполнение технологического процесса. Получая энергию от внешнего источника энергии, рабочие органы орудия расходуют ее на подрезание и крушение пласта почвы. Затраты энергии в этом случае в значительной степени зависят от характера силового воздействия рабочих органов на почву. Возникающие проблемы с энергоносителями, а также возрастающие требования в области экологии требуют оригинальных подходов в направлении снижения энергозатрат и уменьшения загрязнения окружающей среды продуктами сгорания топлива. Большое выделение продуктов сгорания топлива происходит при обработке почвы как одной из наиболее энергоемких операций в сельскохозяйственном производстве.

Анализ литературы. Научные разработки в этом направлении нацелены на создание таких рабочих органов, которые обеспечили бы минимальную энергоемкость технологического процесса при достаточно высоком качестве обработки почвы. Широкое разнообразие рабочих органов и приспособлений к ним позволит выбрать оптимальные варианты их конструкций применительно к различным почвенно-климатическим условиям. Опыт и техника создания почвообрабатывающих орудий, выпускаемых промышленными предприятиями, может служить основой для совершенствования почвообрабатывающих машин применительно к местным условиям.

Теоретические исследования, связанные с разработкой и внедрением в земледелие вибра-

ционных технологий, показали их преимущество. Экспериментальными работами доказана целесообразность использования вибраций для уменьшения тяговых сопротивлений почвообрабатывающих орудий.

Исследования вибрационных рабочих органов направлены на поиск новых способов возбуждения колебаний, характеристики которых способствовали бы уменьшению сопротивления при движении почвообрабатывающих рабочих органов в почве [1–3].

Цель статьи – теоретически обосновать возможность применения схем с различным расположением подпружиненных грузов в составе подвижной плоскорезной лапы, позволяющих возбудить колебания в системе «рабочий орган – почва с заранее заданными характеристиками».

Изложение основного материала. Колебания рабочего органа в почве можно представить как колебания системы с конечным числом степеней свободы. Находящаяся во взаимодействии с рабочим органом почва обладает упругостью, вязкостью, пластичностью, массой, которые зависят от ее физических свойств и размеров разрушаемого пласта почвы. Такие системы называются системами с распределенными параметрами или распределенными системами.

Предлагаемые схемы с различным расположением подпружиненных грузов в составе подвижной плоскорезной лапы позволяют возбудить колебания в системе «рабочий орган – почва с заранее заданными характеристиками».

Подпружиненные грузы размещены на задней стороне правого и левого крыльев лапы (рис. 1).

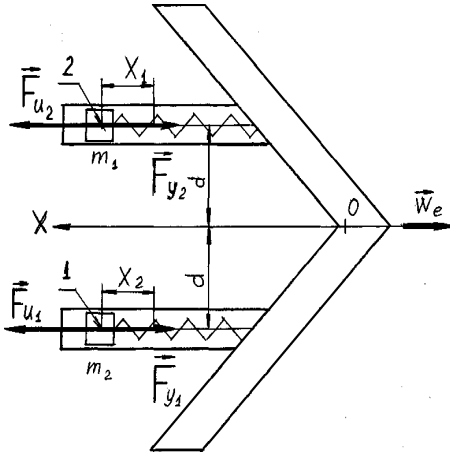


Рис. 1. Расположение подпружинных грузов (задняя сторона правого и левого крыльев лапы).

Рассмотрим относительное движение грузов 1 и 2 (см. рис. 1). Переносное движение определяется вынуждающей силой $F(t) = A \sin \omega t$.

Переносное ускорение:

$$w_e = \frac{F(t)}{M + m_1 + m_2} = \frac{A \sin \omega t}{M + m_1 + m_2},$$

где M – масса лапы;

m_1 и m_2 – массы подпружиненных грузов.

Обозначив

$$\frac{A}{M + m_1 + m_2} = H^*,$$

получим: $w_e = H^* \sin \omega t$.

Дифференциальное уравнение движения груза 1 в проекциях на ось X имеет вид:

$$m_1 \ddot{x}_1 = -F_{y1} + F_{u1},$$

где $F_{y1} = -c_1 x_1$ – сила упругости пружины,

$F_{u1} = m_1 w_e = H^* \sin \omega t$ – сила инерции.

Тогда $m_1 \ddot{x}_1 + c_1 x_1 = H^* \sin \omega t$, полагая

$k_1^2 = \frac{c_1}{m_1}$, получим:

$$\ddot{x}_1 + k_1^2 x_1 = H^* \sin \omega t. \quad (1)$$

Находим решение уравнения (1):

$$x_1' = C_1 \sin k_1 t + C_2 \cos k_1 t,$$

$$x_1'' = H \sin \omega t \Rightarrow \dot{x}_1'' = H \omega \sin \omega t \Rightarrow$$

$$\ddot{x}_1'' = -H \omega^2 \cos \omega t \Rightarrow H = \frac{H^*}{k_1^2 - \omega^2},$$

$$\begin{aligned} \max |m_1 \ddot{x}_1 - m_2 \ddot{x}_2| &= \left| \frac{m_1 H^* \omega}{k_1^2 - \omega^2} (k_1 \sin k_1 t - \omega \sin \omega t) - \frac{m_2 H^* \omega}{k_2^2 - \omega^2} (k_2 \sin k_2 t - \omega \sin \omega t) \right| = \\ &= H^* \omega \left| \frac{m_1 (k_1 \sin k_1 t - \omega \sin \omega t)}{k_1^2 - \omega^2} - \frac{m_2 (k_2 \sin k_2 t - \omega \sin \omega t)}{k_2^2 - \omega^2} \right| = \\ &= H^* \omega \left| \frac{m_1 k_1 \sin k_1 t}{k_1^2 - \omega^2} - \frac{m_2 k_2 \sin k_2 t}{k_2^2 - \omega^2} + \omega \left(\frac{m_2}{k_2^2 - \omega^2} - \frac{m_1}{k_1^2 - \omega^2} \right) \sin \omega t \right|. \end{aligned} \quad (5)$$

Следовательно, изменяя параметры C_1 , C_2 , m_1 , m_2 , d , необходимо найти $\max |m_1 \ddot{x}_1 - m_2 \ddot{x}_2|$,

$$x_1'' = \frac{H^*}{k_1^2 - \omega^2} \sin \omega t.$$

Решение уравнения (1):

$$x_1 = x_1' + x_1'' = C_1 \sin k_1 t + C_2 \cos k_1 t + \frac{H^*}{k_1^2 - \omega^2} \sin \omega t.$$

Определим C_1 и C_2 при начальных условиях $x_{10} = 0$; $\dot{x}_{10} = 0$:

$$\dot{x}_1 = C_1 k_1 \cos k_1 t - C_2 k_1 \sin k_1 t + \frac{H \omega}{k_1^2 - \omega^2} \cos \omega t$$

$$\begin{cases} C_2 = 0 \\ C_1 k_1 + \frac{H^* \omega}{k_1^2 - \omega^2} = 0, \quad C_1 = -\frac{H^*}{k_1 (k_1^2 - \omega^2)}. \end{cases}$$

Окончательное решение уравнения (1) будет иметь вид:

$$x_1 = -\frac{H^* \omega}{k_1 (k_1^2 - \omega^2)} \sin k_1 t + \frac{H^*}{k_1^2 - \omega^2} \sin \omega t$$

или

$$x_1 = \frac{H^*}{k_1^2 - \omega^2} \left(\sin \omega t - \frac{\omega}{k_1} \sin k_1 t \right). \quad (2)$$

Аналогично находим уравнение движения груза 2:

$$\ddot{x}_2 + k_2^2 x_2 = H^* \sin \omega t. \quad (3)$$

Его решением будет:

$$x_2 = \frac{H^*}{k_2^2 - \omega^2} \left(\sin \omega t - \frac{\omega}{k_2} \sin k_2 t \right). \quad (4)$$

Рассмотрим движение системы при вращении вокруг вертикальной оси O .

Из уравнений (2) и (4):

$$\dot{x}_1 = \frac{H^*}{k_1^2 - \omega^2} (\omega \cos \omega t - \omega \cos k_1 t),$$

$$\dot{x}_1 = \frac{H^* \omega}{k_1^2 - \omega^2} (k_1 \sin k_1 t - \omega \sin \omega t),$$

$$\dot{x}_2 = \frac{H^*}{k_2^2 - \omega^2} (\omega \cos \omega t - \omega \cos k_2 t),$$

$$\dot{x}_2 = \frac{H^* \omega}{k_2^2 - \omega^2} (k_2 \sin k_2 t - \omega \sin \omega t).$$

Так как грузы расположены симметрично относительно оси вращения, то максимальный момент вращения определяется уравнением:

Рассмотрим вариант такого расположения подпружиненного груза, когда он упруго соединяет между собой правое и левое крылья лапы (рис. 2).

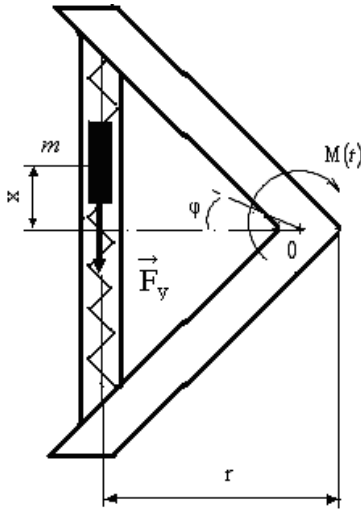


Рис. 2. Расположение подпружиненного груза (соединение правого и левого крыльев лапы).

Данная система имеет две степени свободы. За обобщенные координаты примем угол поворота φ крыла лапы и отклонение x груза от положения равновесия.

Применим уравнения Лагранжа II рода [3]:

$$\begin{cases} \frac{d}{dt} \left(\frac{\partial T}{\partial \dot{\varphi}} \right) - \frac{\partial T}{\partial \varphi} = Q_1 \\ \frac{d}{dt} \left(\frac{\partial T}{\partial \dot{x}} \right) - \frac{\partial T}{\partial x} = Q_2 \end{cases} \quad (6)$$

Кинетическая энергия T системы равна сумме кинетических энергий тел, входящих в нее:

$$T = T_1 + T_2, \quad (7)$$

где $T_1 = \frac{J\dot{\varphi}^2}{2}$ – кинетическая энергия лапы;

T_2 – кинетическая энергия груза.

Груз участвует в сложном движении, его скорость $\vec{v}_a = \vec{v}_e + \vec{v}_z$,

где $\vec{v}_e = r\dot{\varphi}$ – переносная скорость;

$v_z = \dot{x}$ – относительная скорость.

В проекции на ось X абсолютная скорость груза $v_a = r\dot{\varphi} + \dot{x}$.

Кинетическая энергия груза:

$$T_2 = \frac{1}{2} m (r\dot{\varphi} + \dot{x})^2.$$

Следовательно, $T = \frac{1}{2} J\dot{\varphi}^2 + \frac{1}{2} m (r\dot{\varphi} + \dot{x})^2$,

$$\text{и } \frac{\partial T}{\partial \dot{\varphi}} = J\dot{\varphi} + mr(r\dot{\varphi} + \dot{x}) = (J + mr^2)\dot{\varphi} + mr\dot{x},$$

$$\frac{\partial T}{\partial \dot{x}} = m(r\dot{\varphi} + \dot{x}), \quad \frac{\partial T}{\partial \varphi} = 0, \quad \frac{\partial T}{\partial x} = 0,$$

$$\frac{d}{dt} \left(\frac{\partial T}{\partial \dot{\varphi}} \right) = (J + mr^2)\ddot{\varphi} + mr\ddot{x}, \quad \frac{d}{dt} \left(\frac{\partial T}{\partial \dot{x}} \right) = m(r\ddot{\varphi} + \ddot{x}). \quad (8)$$

Находим обобщенные силы Q_1 и Q_2 .

Работа активных сил на возможном перемещении $\delta\varphi$ равна $\delta A_\varphi = M\delta\varphi$. Откуда обобщенная сила $Q_1 = M = A\sin\omega t$.

Аналогично для возможного перемещения δx работа $\delta A_x = -F_y\delta x = -cx\delta x$ и обобщенная сила $Q_2 = -cx$.

Составим уравнения Лагранжа:

$$\begin{cases} (J + mr^2)\ddot{\varphi} + mr\ddot{x} = A\sin\omega t \\ m(r\ddot{\varphi} + \ddot{x}) = -cx \end{cases} \Rightarrow \Rightarrow \begin{cases} (J + mr^2)\ddot{\varphi} + mr\ddot{x} = A\sin\omega t \\ mr\ddot{\varphi} + m\ddot{x} = -cx \end{cases} \quad (9)$$

Так как интерес представляет относительное движение груза, то из уравнения (9) исключим

$$\ddot{\varphi} : \ddot{\varphi} = \frac{-m\ddot{x} - cx}{mr}.$$

Тогда:

$$\begin{aligned} -(J + mr^2)\frac{m\ddot{x} + cx}{mr} + mr\ddot{x} &= A\sin\omega t \Rightarrow \\ \Rightarrow \ddot{x} + \frac{(J + mr^2)c}{Jm}x &= -\frac{Ar}{J}\sin\omega t. \end{aligned}$$

Обозначив $k^2 = \frac{(J + mr^2)c}{Jm}$; $H = -\frac{Ar}{J}$,

получим:

$$\ddot{x} + k^2x = H\sin\omega t, \quad (10)$$

При начальных условиях $x_0 = 0$, $\dot{x} = 0$ решение уравнения (10) будет:

$$x = \frac{H}{k^2 - \omega^2} \left(\sin\omega t - \frac{\omega}{k} \sin kt \right). \quad (11)$$

Для получения максимального вращающего момента вокруг вертикальной оси O подобрать параметры: m , c и r так, чтобы иметь $\max|x|$, причем $k \neq \omega$.

Вывод. Рассмотренные теоретические предпосылки к различным системам взаимодействия плоскорезных лап с почвой позволят определить оптимальные параметры колебательного процесса, обеспечивающего минимальное сопротивление движению рабочих органов в почве, что будет способствовать снижению энергозатрат.

ЛИТЕРАТУРА

1. Бабицкий Л. Ф. Біонічні напрями розробки ґрунтообробних машин / Л. Ф. Бабицкий. – К. : Урожай, 1998. – 164 с.
2. Дубровский А. А. Вибрационная техника в сельском хозяйстве. – М. : Машиностроение, 1968. – 204 с.
3. Пановко Я. Г. Введение в теорию механических колебаний / Я. Г. Пановко. – М. : Наука, 1980. – 272 с.